

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212291

水平管内低质量流量超临界二氧化碳 异常传热行为研究

李延富¹, 苏成杰¹, 孙晓东¹, 王成龙¹, 宿诗雨², 姜文全²

(1.中煤科工集团沈阳研究院有限公司, 辽宁 抚顺 113122;

2.辽宁石油化工大学石油天然气工程学院, 辽宁 抚顺 113001)

[摘 要] 研究了水平管内低质量流量超临界二氧化碳(S-CO₂)异常传热行为, 采用 Fluent 软件模拟了水平管内低质量流量条件下 S-CO₂ 传热过程, 分析了加热和冷却条件的异常传热行为和热流密度对传热影响。结果表明: 热边界条件为压力 8 MPa、质量流率 200 kg/(m²·s)、热值比 $q/G=0.2$ kJ/kg 时, S-CO₂ 管内流动冷却过程中上、下壁面温度均沿程降低, 在 S-CO₂ 主流温度达到拟临界温度时, 距离入口 551.0 mm 处上壁面换热系数出现突变峰值, 该处传热强化; S-CO₂ 管内流动加热过程中上壁面温度均先沿程升高, 而后下降至 395 K 后缓慢上升, 下壁面温度短暂降温后缓慢升温, 距离入口 69.5 mm 处上壁面传热系数出现谷值, 该处传热恶化; 热流密度的增大使加热条件下换热恶化程度加剧, 但对冷却换热并无明显影响。由此可见, 特征截面的热物性分布是导致出现不同换热行为的主要原因。最后, 基于低质量流量条件、热物性及浮升力影响, 构建了预测超临界强化传热关联式, 为超临界流体换热设备的设计与运行优化提供理论指导。

[关键词] 超临界二氧化碳; 传热; 异常传热行为; 热流密度; 传热关联式

[引用本文格式] 李延富, 苏成杰, 孙晓东, 等. 水平管内低质量流量超临界二氧化碳异常传热行为研究[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 73-80. LI Yanfu, SU Chengjie, SUN Xiaodong, et al. Study on abnormal heat transfer behavior of supercritical carbon dioxide at low mass flow rate in horizontal tube[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 73-80.

Study on abnormal heat transfer behavior of supercritical carbon dioxide at low mass flow rate in horizontal tube

LI Yanfu¹, SU Chengjie¹, SUN Xiaodong¹, WANG Chenglong¹, SU Shiyu², JIANG Wenquan²

(1. China Coal Group Shenyang Research Institute Co., Ltd., Fushun 113122, China;

2. College of Petroleum Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun 113001, China)

Abstract: The abnormal heat transfer behavior of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) with low mass fluxes in a horizontal tube was studied, the S-CO₂ heat transfer process in the horizontal tube under the condition of low mass fluxes was simulated with Fluent software, and the abnormal heat transfer behavior of heating and cooling conditions and the influence of heat flux on heat transfer were analyzed. The results show that when the thermal boundary conditions are $P=8$ MPa, $G=200$ kg/(m²·s) and $q/G=0.2$ kJ/kg, the temperature of top and bottom walls in the S-CO₂ tube decreases along the way during the flow cooling process. When the mainstream temperature of S-CO₂ reaches the pseudo critical temperature, the heat transfer coefficient of the top wall at 551.0 mm from the inlet has a sudden peak value, heat transfer enhancement occurs here. Under heating conditions, the temperature of the top wall first rises along the tube path, then drops to 395 K and then rises slowly. The temperature of the bottom wall drops briefly and then rises slowly. At the top wall 69.5 mm away from the inlet, the heat transfer coefficient

收稿日期: 2022-12-05

基金项目: 国家自然科学基金项目(52006094); 辽宁省教育厅科学研究经费项目(L2019024, LJKMZ20220725); 中煤科工集团沈阳研究院有限公司升级改造项目(CSJ-2022-009)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (52006094); Scientific Research Fund Project of Liaoning Provincial Department of Education (L2019024, LJKMZ20220725); Upgrading Project of CCTEG Shenyang Research Institute (CSJ-2022-009)

第一作者简介: 李延富(1978), 男, 博士, 高级工程师, 主要研究方向为低温流体换热与安全技术, lief_lee@163.com。

通信作者简介: 姜文全(1979), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为低温流体换热与安全技术, j_wenquan@126.com。

has a valley value, and the heat transfer at this point deteriorates. The increase of heat flow density aggravates the deterioration of heat transfer under heating conditions, but has no obvious effect on cooling heat transfer. It can be seen that the thermal physical property distribution of the characteristic section is the main reason for the different heat transfer behaviors. Based on the low mass fluxes conditions, thermo-physical properties and buoyancy effects, a correlation equation for predicting supercritical heat transfer enhancement is constructed, which provides theoretical guidance for the design and operation optimization of supercritical fluid heat exchanger.

Key words: S-CO₂; heat transfer; abnormal heat transfer behavior; heat flux; heat transfer correlation

近年来,超临界流体在核反应堆、发电系统、地热能等领域应用广泛^[1-3]。CO₂具有安全无毒、稳定的性质,可代替传统工质,使超临界CO₂(S-CO₂)布雷顿循环效率提升。在新型高效紧凑型换热器中,使用S-CO₂可以提高其换热性能,降低压降损失^[4-5]。因此研究S-CO₂在通道中的传热特性对超临界流体换热设备的设计与优化具有一定的指导意义。

针对超临界压力下不同流体(甲烷、水、CO₂等)在不同通道内换热过程,近年来已有研究^[6-8]。Xu^[9]、Yan^[10]等人发现S-CO₂在垂直管内向下流动比向上流动换热能力强。其中,Xu等人认为向上流动时较强的浮升力使湍流强度降低,而在向下流动时浮升力使流体变得不稳定产生了额外的湍流,从而增强传热。Yan等人认为在垂直加热上升流中,较厚的类气膜与流体的层流化共同导致了换热恶化的发生。Xie等人^[11]发现S-CO₂在管径小于2 mm通道内的换热研究较有限,且大多数学者通过浮升力与流动加速效应解释换热恶化的发生,并提出了区分正常换热与换热恶化的新判据。Adebisi^[12]最初发现加热条件下水平管底部传热性能高于顶部。Guo等人^[13]通过实验发现在2 mm的微细水平管内,在 q/G 较高时发生了换热恶化,并用膜沸腾原理解释了此现象,且浮升力在微细管内也十分显著。Wang等人^[14]通过实验对比发现热物性和浮升力共同导致了S-CO₂在水平管内的传热恶化,并发现Liao and Zhao换热关联式能最好反映高热流和低质量流量下的换热行为。相梦如等^[15]通过场协同理论解释了水平管壁换热的非均匀性。

综上所述,S-CO₂的传热特性研究大多集中在换热恶化的机制分析上,且工况多集中在竖直接管内的高质量流量下的加热过程。 T_{pc} 附近复杂的热物性变化会使传热过程发生换热异常行为,特别是在换热器微型化发展趋势下,超临界流体在毛细管高效换热器中的冷却、加热2种换热过程有其特殊性,有待于进一步探究。为此,本文对毛细水平管内S-CO₂的冷却与加热的传热特性进行了数值研究,通过特征截面的物性分布分析了冷却和加热不同

的换热异常行为。并将模拟结果与相关文献结果进行比较,并建立了适用于低质量流量下冷却换热关联式,该关联式预测精度较高,误差较小,可为换热设备设计提供理论参考。

1 物性参数

由REFPROP软件获得8 MPa下S-CO₂的热物性分布,结果如图1所示。其中,比热容与导热系数在 $T=307.82$ K时出现明显峰值,对应温度称为拟临界温度 T_{pc} 。

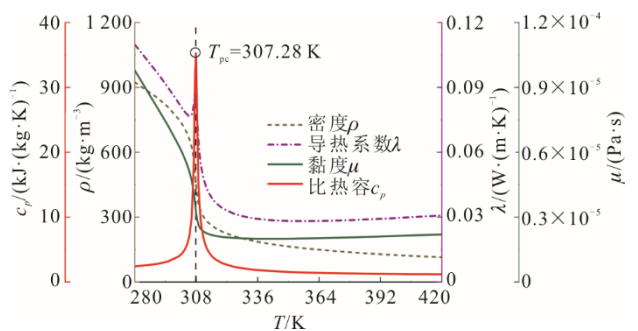


图1 8 MPa下CO₂的热物性变化
Fig.1 Thermo-physical properties of CO₂ at 8 MPa

2 数值模型

2.1 物理模型

本文以毛细管高效换热器常用换热管直径为原型,截取单位长度水平细管建立物理模型(图2),其管长 $L=1000$ mm,管径 $d=4$ mm。管轴向为 z 向,重力方向为 y 的负方向。将水平管周向角 $\theta=0^\circ$ 和 $\theta=180^\circ$ 分别定义为上壁和下壁。

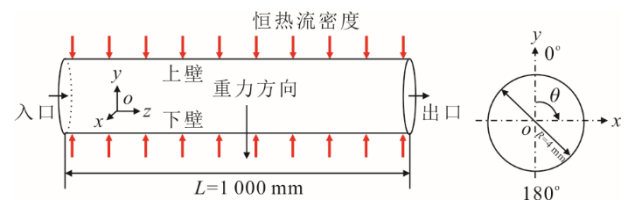


图2 物理模型
Fig.2 Physical model

2.2 控制方程及边界条件

本文采用直角坐标系下的连续性方程、动量方

程、能量方程^[16]。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \rho g_i - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(p + \frac{2}{3} \mu_e \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_i (\rho E + p) \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_e \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ; u 为流速, m/s ; E 为比内能, J/kg ; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; μ_e 为有效黏度, $\mu_e = \mu + \mu_t$, μ 为动力黏度, μ_t 为湍流黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; λ_e 为有效导热系数, $\lambda_e = \lambda + c_p \mu_t / Pr_t$, c_p 为定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; Pr_t 为普朗特数。

本文边界条件: 质量流量入口, 压力出口, 壁面设置为恒热流密度加热。8 MPa 下超临界压力 CO_2 的热物性由 REFPROP 软件计算获得, 并以线性插值函数输入 Fluent 软件中。压力和速度耦合采用 SIMPLEC 算法, 湍动能和湍流耗散率方程采用二阶迎风格式离散, 动量和能量方程采用 QUICK 格式离散。当连续性方程的残差小于 10^{-6} 时, 认为计算收敛。本文中换热系数 h_w 计算公式为:

$$h_w = \frac{q_w}{T_w - T_b} \quad (4)$$

2.3 网格划分及独立性验证

本文使用 ICEM 软件进行网格划分, 圆形截面采用“O”型结构网格以保证网格质量。近壁处网格加密处理, 且无量纲壁面距离 y^+ 要小于 1。4 种不同网格的节点数见表 1。

表 1 网格独立性验证
Tab. 1 Mesh validation verification

网格类型	节点数/($\times 10^6$)	总传热系数 $t/(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1})$	相对偏差/%
1	1.22	5 345.96	7.30
2	2.36	5 573.15	3.50
3	3.19	5 731.07	0.70
4	4.19	5 772.11	0.29

图 3 为压力 $p=8 \text{ MPa}$ 、质量流率 $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、热值比 $q/G=0.25 \text{ kJ}/\text{kg}$ 时不同节点数的上壁换热系数。经计算, 网格 3 和网格 4 之间的最大相对偏差为 0.41%。考虑到计算的时间成本, 本文采用

3.19×10^6 的网格系统。

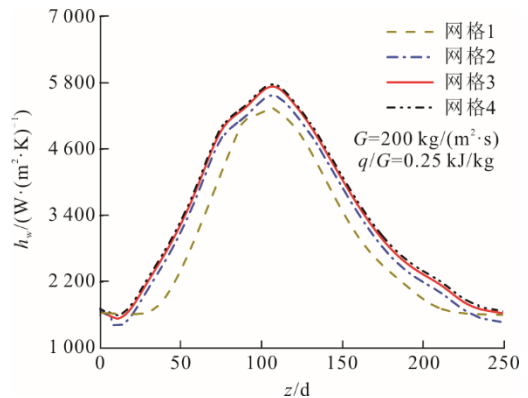


图 3 网格无关性验证
Fig.3 Mesh independence verification

2.4 模型验证

考虑到 S-CO_2 复杂的传热过程, 选择合适的湍流模型尤为重要。图 4 为模型验证结果, 选用了 RNG $k-\varepsilon$ 、SST $k-\varepsilon$ 、Standard $k-\varepsilon$ 和 Transition SST $k-\varepsilon$ 4 种湍流模型的模拟结果与文献中 Dang 和 Hihara^[17] 的实验数据的对比分析, 可见 Standard $k-\varepsilon$ 模型结合增强壁面函数来捕捉近壁流体的流动与换热特性, 得到的结果与文献实验数据较为吻合, 最大相对误差仅为 7%。故本文选用 Standard $k-\varepsilon$ 模型结合增强壁面函数进行模拟计算, 其湍动能和耗散方程^[18] 定义如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6)$$

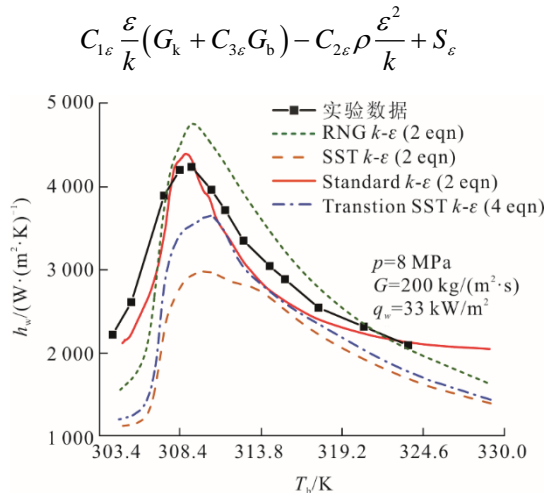


图 4 模型验证
Fig.4 Model verification

3 结果与讨论

3.1 冷却与加热的传热特性

图 5 为冷却和加热条件下 $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q/G=0.2 \text{ kJ}/\text{kg}$ 时壁温与换热系数分布, 加热条件下的入口温度为冷却条件下的主流出口温度。

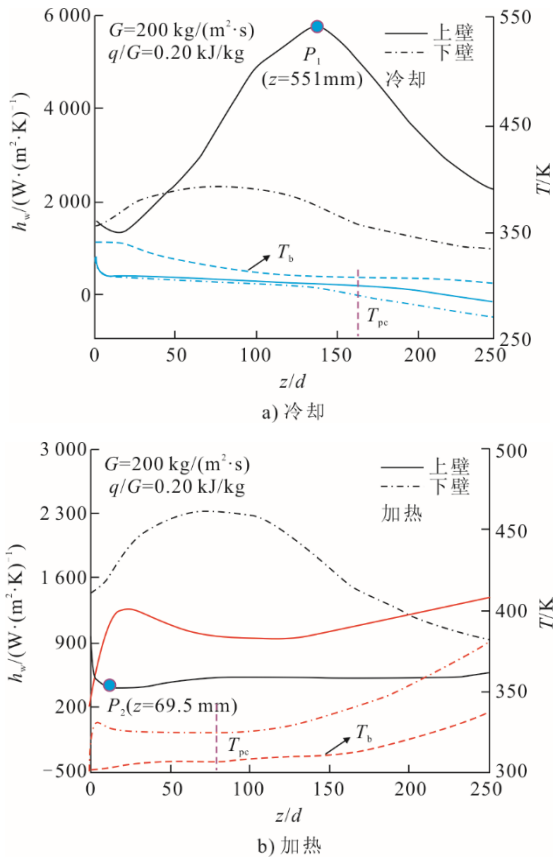


图 5 冷却和加热条件下温度与换热系数分布
Fig.5 Temperature and heat transfer coefficient distributions under cooling and heating conditions

由图 5a)可见, 冷却条件下壁温单调降低, 且壁面间温度相差不大。冷却时的上壁换热系数高于下壁换热系数, 并在 T_{pc} 附近 (P_1 处) 出现明显峰值, 换热强化。由图 5b)可见, 加热时的上壁壁温在加热初期出现尖锐峰值, 且与下壁温度相差较大。上壁换热系数在 P_2 处出现谷值, 换热恶化, 且下壁换热性能始终优于上壁。由此可见, S-CO₂ 在冷却条件下发生换热强化, 而在加热条件下发生换热恶化。

3.2 热流密度对传热的影响

选取 $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时不同热流密度下的平均壁温、平均换热系数与平均浮升力, 以考察热流密度对冷却和加热传热特性的影响。其中, 浮升力准则式选择 Kakacetal 提出的 Gr/Re^2 ^[18]。当 $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ 时, 考虑自然对流和强制对流。图 6

为不同热流密度时冷却和加热条件下的温度、换热系数与浮升力分布。由图 6a)可见, 冷却时平均温度随热流密度的增大而减小, 加热时平均温度随热流密度的增大而增大。

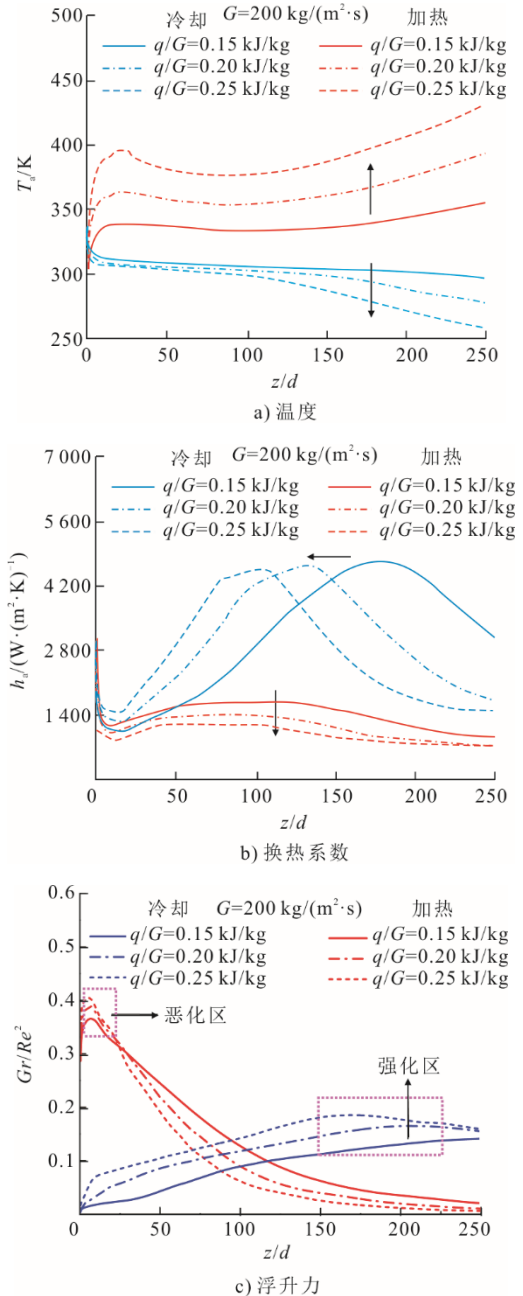


图 6 不同热流密度时冷却和加热条件下的温度、换热系数与浮升力变化

Fig.6 Temperature, heat transfer coefficient and buoyancy distributions for different heat fluxes under cooling and heating conditions

由图 6b)可见, 冷却时换热系数峰值并未随着热流密度的增大而发生明显变化, 峰值位置随之提前, 因此热流密度对冷却换热的影响并不明显。加热条件下的换热系数随着热流密度的增大而减小,

换热恶化现象加剧。在图 6c)中,加热时的浮升力在换热系数谷值处达到最高,且峰值随热流密度的增大而增大,恶化了传热。冷却条件下的浮升力在换热系数峰值处出现最大值,强化了换热。

3.3 异常传热机理分析

本节通过轴向物性比分布和周向云图分布深入分析冷却和加热的换热异常机理。图 7 为冷却和加热条件下主流与壁面的热物性比,其中, T_{pc} 表示主流温度为拟临界温度时界面位置。图 7a)、图 7c)分别为冷却和加热条件下 $G=200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $q/G=0.2 \text{ kJ}/\text{kg}$ 时上壁的换热系数、主流流体与壁面流体的密度比和黏度比。图 7b)、图 7d)分别为上壁换热系数、主流流体与近壁流体的比热容比和导热系数比。

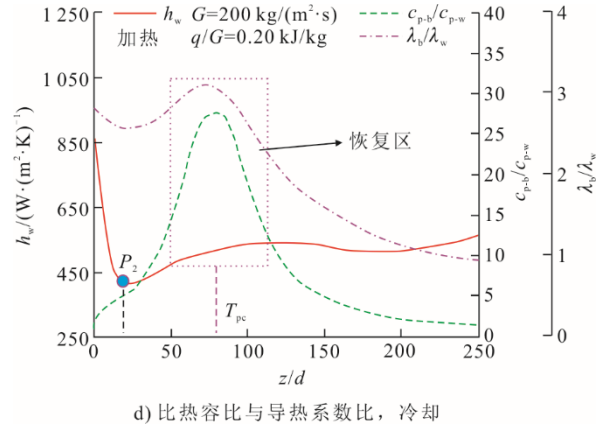
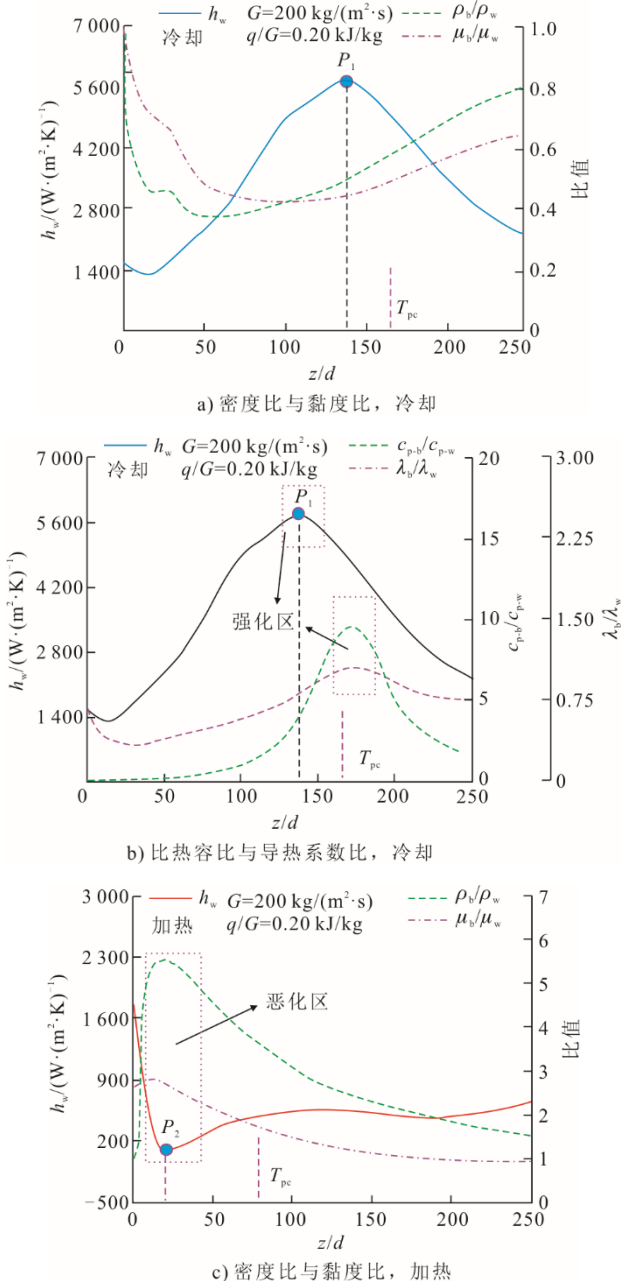


图 7 冷却和加热条件下主流与壁面的热物性比
Fig.7 The thermo-properties ratios between bulk fluid and wall surface under cooling and heating conditions

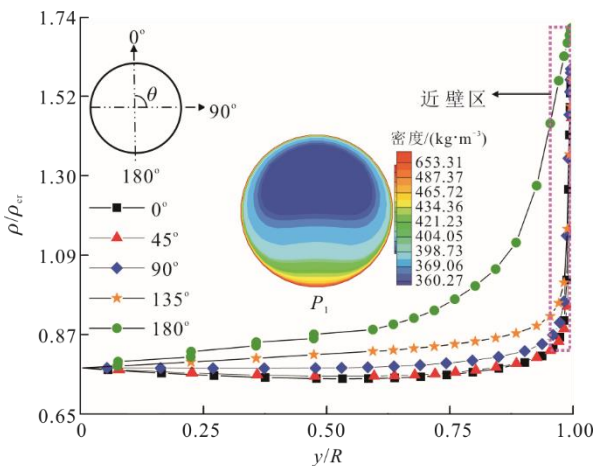
从图 7a)可以看出, ρ_b/ρ_w 和 μ_b/μ_w 始终小于 1, 冷却过程中未发生传热恶化, 在 P_1 截面后, 主流与壁面的温差减小, ρ_b/ρ_w 和 μ_b/μ_w 比值逐渐升高。从图 7b)可以看出, c_{p-b}/c_{p-w} 和 λ_b/λ_w 在拟临界点附近出现极大值 ($c_{p-b}/c_{p-w}=9.7$, $\lambda_b/\lambda_w=1.1$), 换热系数拟临界点 (T_{pc} 位置) 前也出现峰值, 换热系数极值出现先于比热容比和导热系数的极值, 表明对流先强化了传热, 而后主流进入大比热区, 导热系数未发生骤降, 具有很强的热携带能力及受拟临界时物性突变影响, 比热容比和导热系数增高到极值, 换热得到进一步强化。

从图 7c)可以看出, 在 P_2 截面处, 密度比和黏度比均达到了极大值 ($\rho_b/\rho_w=5.45$, $\mu_b/\mu_w=2.92$)。这是因为 P_2 截面处 T_w 远大于 T_{pc} , 温度分层明显, 如图 5b)所示。所以主流与壁面密度相差较大, 形成类气膜, 导致传热恶化。图 7d)中, 尽管在拟临界附近 c_{p-b}/c_{p-w} 和 λ_b/λ_w 同样出现极大值, 这是因为在传热恶化结束后, 近壁流体先进入大比热区, 主流核心区流体与壁面温差过大, 换热处于恢复期间, ρ_b/ρ_w 和 μ_b/μ_w 逐渐下降 (如图 5 所示), 主流与壁面的密度差、黏度差逐渐减小, 换热恶化得到改善, 进入换热恢复区。

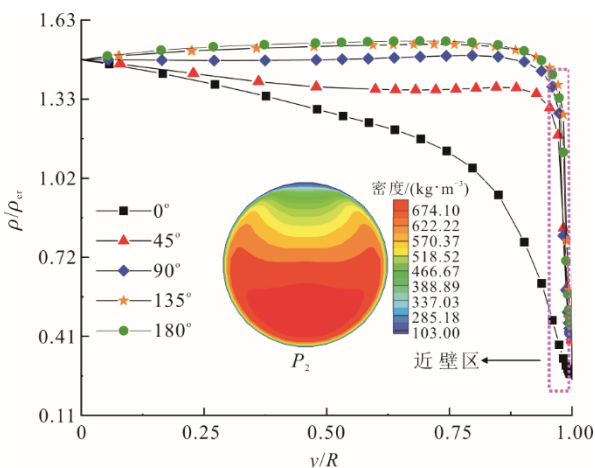
图 8 为 P_1 和 P_2 截面密度与速度径向分布。图 8a)、图 8b)分别为 P_1 、 P_2 截面不同圆周角度 ($\theta=0^\circ \sim 180^\circ$) 的密度分布。对比发现, 2 种条件下, 随着 θ 的增大, 密度都逐渐增大, 且由于水平管壁温度差异较大, 所以导致近壁区密度产生剧烈变化。从图 8a) P_1 云图可以看出, 冷却条件下整体密度偏小, 低密度流体聚集在轴心及顶部, 受重力和浮升力双重作用, 下壁附近出现较厚的类液膜, 下壁湍动能低于上壁, 会抑制水平管轴心工质热量传递至管壁, 所

以下壁换热系数低于上壁换热系数。由图 8b)加热条件 P_2 云图可见,高密度流体大量集中在核心及底部,顶部的类气膜会抑制壁面热量向主流方向传递,近壁区密度下降速度显著,上、下壁密度差较大,产生较大的浮升力,导致发生换热恶化。

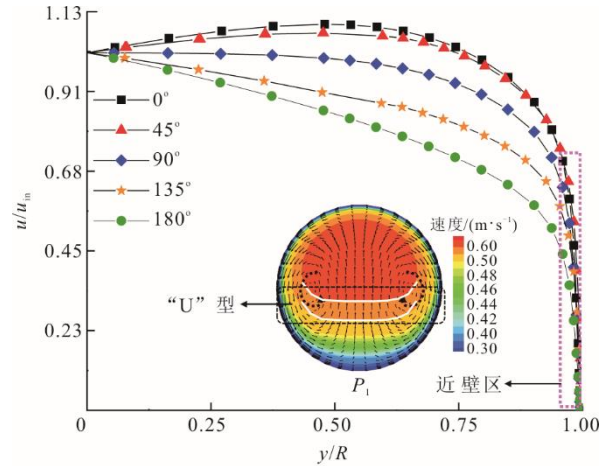
图 8c)、图 8d)分别为 P_1 、 P_2 截面不同圆周角度 ($\theta=0^\circ\sim 180^\circ$) 的速度分布。冷却时,流体速度从底部向顶部逐渐增大,高速流体集中在上部,近壁区速度梯度较大,导致湍动能增加,发生换热强化。由图 8c) P_1 截面速度矢量可见,二次流方向为顺时针,且“U”型的速度分布可以直观地反映出换热强化。加热条件下速度分布与冷却正好相反,加热时流体速度从底部向顶部逐渐减小,且近壁区速度梯度与冷却相比较小。由图 8d) P_2 截面的速度矢量可见,二次流方向为逆时针,且速度分布呈“M”型,更直观地显示出 P_2 截面发生换热恶化。通过以上对比,发现同边界条件下加热与冷却发生的换热规律不同,传热行为不同,特征截面的物性分布也相反,冷却工况下的换热性能更佳。



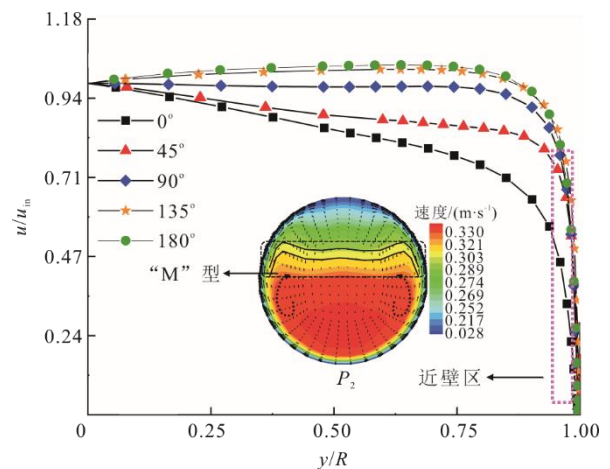
a) P_1 截面径向密度分布



b) P_2 截面径向密度分布



c) P_1 截面径向速度分布



d) P_2 截面径向速度分布

图 8 P_1 和 P_2 截面密度与速度径向分布
Fig.8 Radial velocity and density distributions of P_1 and P_2 sections

3.4 冷却条件下强化传热关联式的建立

由于超临界流体热物性的剧烈变化与常规流体不同,所以常规流体对流传热关联式无法准确预测拟临界温度附近传热行为,关联式的准确性也会影响换热器的设计与运行^[19-25]。基于本文工况,考虑在径向截面物性变化剧烈及不可忽略的浮升力影响,建立的换热关联式为:

$$Nu_w = a_0 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_w^2} \right)^{a_1} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{a_2} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}} \right)^{a_3} \quad (7)$$

将式(7)对数化,可得到:

$$\lg(Nu_w) = \lg(a_0) + \lg(Re_w^{0.8}) + \lg(Pr_w^{0.3}) + a_1 \lg\left(\frac{Gr}{Re_w^2}\right) + a_2 \lg\left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right) + a_3 \lg\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}}\right) \quad (8)$$

经过多元线性回归^[24]得到:

$$Nu_w = \begin{cases} 0.055 5Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_w^2} \right)^{0.105} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{1.6} \left(\frac{c_p}{c_{p,w}} \right)^{1.975}, & T_b \leq T_{pc} \\ 0.078 3Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_w^2} \right)^{0.106} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{0.4} \left(\frac{c_p}{c_{p,w}} \right)^{0.7}, & T_b > T_{pc} \end{cases}$$

$$c_p = \frac{\bar{c}_p}{c_{p,b}}, Re_w = \frac{Gd}{\mu_w} \quad (9)$$

该公式适用范围为: $p=8\sim 9\text{ MPa}$, $100\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}) \leq G \leq 300\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $30\text{ kW}/\text{m}^2 \leq q_w \leq 75\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

对比分析关联式(9)结果与本文中模拟结果、相关文献关联式结果,具体如图9所示。由图9可见,冷却条件下现有文献中的关联式无法准确预测低质量流量下的换热行为,新建立换热关联式(9)结果与模拟结果较为吻合,能准确体现 T_{pc} 附近的换热强化行为,较好反映了低质量流量下水平管内超临界 CO_2 冷却的换热特性,为毛细管高效冷却器的设计与优化提供了一定的理论参考。

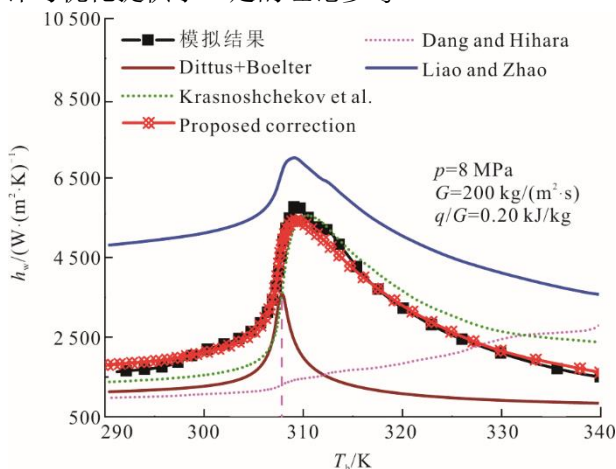


图9 不同换热关联式与模拟的换热系数比较

Fig.9 Comparison of heat transfer coefficients obtained by different heat transfer correlations with those obtained by simulation

4 结 论

本文数值研究了超临界压力 CO_2 在水平管内冷却与加热的传热特性,并提出了适用于低质量流量下的冷却换热关联式,得出的主要结论如下。

1) 在质量流量和热流密度相同时,冷却条件下发生换热强化,而加热条件下发生换热恶化。当热流密度增大时,冷却条件的换热系数峰值位置提前,但其大小无明显改变,加热条件的换热系数逐

渐降低,换热恶化程度加剧。

2) 轴向与周向的热物性分布导致冷却与加热换热行为不同。冷却条件下换热强化截面的主流比热容和导热系数高于壁面,截面较大的速度梯度使湍动能增加,具有良好的热携带能力。加热条件下换热恶化截面的主流密度与黏度远大于壁面,温度与密度分层明显,产生了较强的浮升力,且截面形成了“M”型速度分布,因此导致了换热恶化。

3) 针对低质量流量下 T_{pc} 附近的冷却换热特性,考虑热物性与浮升力的影响,提出了新的强化传热关联式,为超临界流体冷却器传热强化设计提供理论参考。

[参 考 文 献]

- [1] XU J L, LIU C, SUN E J, et al. Perspective of S-CO₂ power cycles[J]. Energy, 2019, 186: 115831.
- [2] 刘佳, 胡楠, 范利武. 超临界 H₂O/CO₂ 混合工质氢氧化反应器模拟[J]. 高校化学工程学报, 2021, 35(2): 298-306.
LIU Jia, HU Nan, FAN Liwu. Simulation on the hydrogen oxidation reactor for supercritical H₂O/CO₂ working fluid[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2021, 35(2): 298-306.
- [3] CHENH J, GOSWAMI D Y, STEFANAKOS E K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(9): 3059-3067.
- [4] 王倩, 王卫良, 刘敏, 等. 超(超)临界燃煤发电技术发展及展望[J]. 热力发电, 2021, 50(2): 1-9.
WANG Qian, WANG Weiliang, LIU Min, et al. Development and prospect of (ultra)supercritical coal-fired power generation technology[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(2): 1-9.
- [5] 邢智炜, 骆意, 王立, 等. 超超临界机组柔性快减负荷控制策略的研究与应用[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(增刊1): 204-210.
XING Zhiwei, LUO Yi, WANG Li, et al. Research and application of flexible RB control strategy for the ultrasupercritical unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(Suppl.1): 204-210.
- [6] 姜文全, 李琳, 杨帆, 等. 变物性比下无量纲力对超临界压力甲烷混合对流换热影响[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2022, 46(3): 140-147.
JIANG Wenquan, LI Lin, YANG Fan, et al. Numerical study on the effects of dimensionless forces on mixed convection heat transfer of supercritical pressure methane under variable physical property ratio[J]. Journal of China University of Petroleum, 2022, 46(3): 140-147.
- [7] 杨帆, 刘畅, 姜文全, 等. 超临界压力下低温甲烷传热特性数值研究[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2018, 42(6): 139-144.
YANG Fan, LIU Chang, JIANG Wenquan, et al. Numerical study of cryogenic methane heat transfer characteristics under supercritical pressure[J]. Journal of China University of Petroleum, 2018, 42(6): 139-144.
- [8] WANG S Y, XIN Y F, YANG D, et al. Experimental and numerical study on the heat transfer to supercritical water in an inclined smooth tube[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 170: 107111.

- [9] XU R N, LUO F, JIANG P X. Buoyancy effects on turbulent heat transfer of supercritical CO₂ in a vertical mini tube based on continuous wall temperature measurements[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 110: 576-586.
- [10] YAN C S, XU J L, ZHU B G, et al. Numerical analysis on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in heated vertical up-flow tube[J]. *Materials*, 2020, 13(3): 723-741.
- [11] XIE J Z, LIU D C, YAN H B, et al. A review of heat transfer deterioration of supercritical carbon dioxide flowing in vertical tubes: Heat transfer behaviors, identification methods, critical heat fluxes, and heat transfer correlations[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 149: 119233.
- [12] ADEBIYI G A, HALL W B. Experimental investigation of heat transfer to supercritical pressure carbon dioxide in a horizontal tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, 19: 715-720.
- [13] GUO P C, LIU S C, YAN J G, et al. Experimental study on heat transfer of supercritical CO₂ flowing in a mini tube under heating conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 153: 119623.
- [14] WANG J H, GUO P C, YAN J G, et al. Experimental study on forced convective heat transfer of supercritical carbon dioxide in a horizontal circular tube under high heat flux and low mass flux conditions[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(3): 1-10.
- [15] 相梦如, 郭江峰, 淮秀兰, 等. 超临界压力 CO₂ 水平管内冷却换热机理研究[J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(9): 1929-1934.
XIANG Mengri, GUO Jiangfeng, HUAI Xiulan, et al. A study on the cooling heat transfer mechanism for supercritical pressure CO₂ in horizontal tube[J]. *Journal of Engineering Thermo physics*, 2017, 38(9): 1929-1934.
- [16] LIU S H, HUANG Y P, WANG J F, et al. Numerical investigation of buoyancy effect on heat transfer to carbon dioxide flow in a tube at supercritical pressures[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117: 595-606.
- [17] DANG C B, HIHARA E J. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. part 1. Experimental measurement[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(7): 736-747.
- [18] TATCHELL D G. Handbook of single-phase convective heat transfer International[J]. *Journal of Heat & Mass Transfer*, 1989, 32(2): 408-408.
- [19] LIAO S M, ZHAO T S. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2002, 124: 413-420.
- [20] YOON S H, KIM J H, HWANG Y W, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(8): 857-864.
- [21] HUAI X L, KOYAMA S, ZHAO T S. An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini channels under cooling conditions[J]. *Chemical Engineering Science*, 2005, 60(12): 3337-3345.
- [22] OH H K, SON C H. New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO₂ in horizontal macro-tubes[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, 34(8): 1230-1241.
- [23] LIU Z B, HE Y L, YANG Y F. Experimental study on heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ cooled in a large tube[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 70(1): 307-315.
- [24] KRASNOSHCHERKOV E A, KURAEVA I V, PROTOPOPOV V S. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions[J]. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 1970, 7(5): 922-930.
- [25] PITLA S S, GROLL E A, RAMADHYANI S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25: 887-895.

(责任编辑 杜亚勤)